

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-097244

(43)Date of publication of application : 04.04.2000

(51)Int.Cl.

F16D 1/06

F16C 3/02

(21)Application number : 11-197726

(71)Applicant : NTN CORP

(22)Date of filing : 12.07.1999

(72)Inventor : MAKINO HIROAKI  
MURAMATSU KAZUHIRO  
YOSHIDA KAZUHIKO  
WAKITA AKIRA  
IKEI KATSUYUKI  
KURA HISAAKI

(30)Priority

Priority number : 10206773

Priority date : 22.07.1998

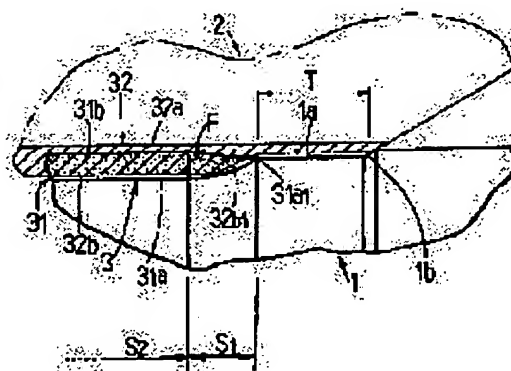
Priority country : JP

## (54) MOTIVE POWER TRANSMISSION MECHANISM

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To perform improvement of static strength and fatigue strength of a spline shaft and a serration shaft without causing cost increase.

SOLUTION: A shaft member 1 and an outer peripheral member 2 arranged on the outer peripheral side of the shaft member 1 are connected to each other by a spline 3 fitting a tooth 31 on the side of the shaft member 1 and a tooth 32 on the side of the outer peripheral member 2. An extended diameter region S1 is formed by extending a valley part 31a of the tooth 31 on the side of the shaft member 1 in diameter and a fitting part F of the tooth 31 on the side of the shaft member 1 and the tooth 32 on the side of the outer peripheral member 2 is provided in this extended diameter region S1.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

26.03.2004

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision  
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-97244

(P2000-97244A)

(43) 公開日 平成12年4月4日(2000.4.4)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

テーマコード(参考)

F 1 6 D 1/06

F 1 6 D 1/06

E

F 1 6 C 3/02

F 1 6 C 3/02

審査請求 未請求 請求項の数9 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平11-197726

(22) 出願日 平成11年7月12日(1999.7.12)

(31) 優先権主張番号 特願平10-206773

(32) 優先日 平成10年7月22日(1998.7.22)

(33) 優先権主張国 日本(J P)

(71) 出願人 000102692

エヌティエヌ株式会社

大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号

(72) 発明者 牧野 弘昭

静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエヌ株式会社内

(72) 発明者 村松 和宏

静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエヌ株式会社内

(74) 代理人 100064584

弁理士 江原 省吾 (外3名)

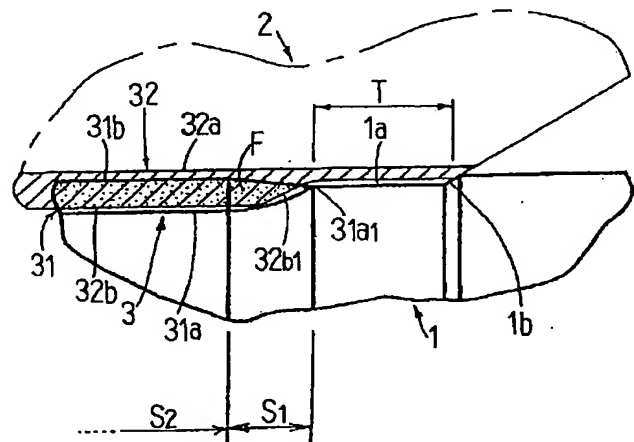
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 動力伝達機構

(57) 【要約】

【課題】 コストアップを招くことなく、スプライン軸やセレーション軸の静的強度および疲労強度の向上を達成可能とする。

【解決手段】 軸部材1と軸部材1の外周側に配置した外周部材2は、軸部材1側の歯31と外周部材2側の歯32とを嵌合させたスプライン3で結合される。スプライン3の軸方向一端側では、軸部材1側の歯31の谷部31を拡張させて拡張領域S1を形成し、この拡張領域S1内に、軸部材1側の歯31と外周部材2側の歯32との嵌合部Fを設ける。



**【特許請求の範囲】**

【請求項1】 軸部材と軸部材の外周側に配置した外周部材とが、軸部材側の歯と外周部材側の歯との嵌合により、相互にトルク伝達可能に結合され、少なくとも軸方向一端側で、軸部材側の歯の谷部を拡張させたものにおいて、上記谷部の拡張領域内に、軸部材側の歯と外周部材側の歯との嵌合部を有する動力伝達機構。

【請求項2】 軸部材の外周レベルよりも内径側に、上記嵌合部を有する請求項1記載の動力伝達機構。

【請求項3】 上記谷部の拡張領域中で、軸部材側の歯の谷部と外周部材側の歯の山部とを接触させた請求項1記載の動力伝達機構。

【請求項4】 軸部材側の歯の谷部と接触する外周部材側の歯の山部に、円弧状のチャンファ部を設けた請求項3記載の動力伝達機構。

【請求項5】 上記谷部の拡張領域の大径端に、外周部材側の歯の山部を接触させた請求項1記載の動力伝達機構。

【請求項6】 外周部材の軸方向他端側への移動を防止する拘束手段を具備する請求項3または5記載の動力伝達機構。

【請求項7】 拘束手段が、外周部材を軸方向一端側に押圧する押圧手段で構成されている請求項6記載の動力伝達機構。

【請求項8】 拘束手段が、軸部材側の歯と外周部材側の歯とを円周方向で相互に圧接させる圧接手段で構成されている請求項6記載の動力伝達機構。

【請求項9】 軸部材と外周部材とがスプラインまたはセレーションで結合されている請求項1乃至8記載の動力伝達機構。

**【発明の詳細な説明】****【0001】**

【発明の属する技術分野】本発明は、二部材間で回転トルクの伝達を行う動力伝達機構に関する。

**【0002】**

【従来の技術】動力（トルクまたは回転）を伝達する伝動軸は、自動車や産業機械等の多くの機械部品に使用されている。軸には中実や中空のものがあり、これらはバネ材やパイプ材に直接切削や塑性加工を加えたり、あるいは近年、粉末を焼結処理することによって製造される場合もある。

【0003】高トルクを伝達するスプライン軸やセレーション軸は、一般に塑性加工性や機械加工性およびコストを考慮し、中炭素鋼や低合金鋼（肌焼鋼、窒化用鋼等）に、浸炭焼入れ・高周波焼入れ・窒化等の表面硬化処理や調質等の熱処理を施し、軸強度を高めて使用されている。また、最近では、非調質鋼を使用して調質を廃止したものや、さらに強度を向上させるため、高合金化や高纯净度化（介在物の低減、Pの低減等）した材料の使用や、疲労強度を向上させるためのショットピーニン

グ処理を併用したものも存在する。

【0004】図5は、上記伝動軸を有する機械部品の一例で、自動車のドライブシャフトに使用される等速自在継手を示す。この等速自在継手は、軸11の外周にスプライン13を介して内輪12を嵌合した構造で、軸11のトルクはスプライン13の凹凸嵌合を介して内輪12に伝達される。

【0005】ところで、軸11のスプライン終端側（図中C）の形状には種々のタイプがある（「終端側」とは、内輪12内径部への軸11の挿入時に、内輪12に最初に嵌合する軸端面を入口側とした場合の反対側をいう）。図6乃至図9はその一例を示すもので、図6は、スプライン13の谷部11aをそのまま軸11の外周面に抜いたタイプ（「切抜けタイプ」と仮称する）、図7乃至図9は、スプライン谷部11aを滑らかに拡張させて軸11の外周面につなげたタイプ（「切上りタイプ」と仮称する）である。切上りタイプには、半径R1の円弧で拡張させたもの（図7）、図7より大きい半径R2の円弧（ $R2 > R1$ ）で拡張させたもの（図8参照）、半径SRの球状に拡張させたもの（図9参照）等が知られている。

【0006】図10は、上記軸11と内輪12の従来の嵌合状況を示すもので、内輪12のスプライン山部12bの終端側に内径を大きくした逃げ領域T'を設け、かつ逃げ領域T'以外の山部12bを軸11側の拡張領域S'以外の谷部11aに嵌合させて、これらの嵌合部F'（散点模様を付している）が軸11側の谷部11aの拡張領域S'に入らないようにしている。

**【0007】**

【発明が解決しようとする課題】近年、地球環境問題がクローズアップされるのに伴い、自動車でも排ガス規制の強化や燃費の向上が強く求められており、その対策として軽量化が進められている。自動車にはトランスミッション、デファレンシャル、ドライブシャフト、プロペラシャフト等にスプラインやセレーション（以下、スプライン軸で代表する）が多用されているが、このスプライン軸の軽量化が自動車の軽量化に大きく寄与するため、スプライン軸の高強度化、すなわち静的強度と疲労強度の両面での強度アップが強く要求されている。

【0008】スプライン軸の高強度化および軽量化対策としては、上記のような高合金化や高纯净度化が考えられるが、これらは材料コストの増大や加工性の大幅な低下を伴うため、製品コスト面で得策ではない。また、ショットピーニング処理は疲労強度の向上に効果があるが、静的強度については十分な効果が認められず、高コストを招く。

【0009】スプライン軸の終端を大きな円弧で拡張させたもの（図8）や球状に拡張させたもの（図9）は、図13の実験結果からも明らかなように、図7のタイプに比べ、静的強度の向上は達成されるが、疲労強度の向

上には十分な効果が認められない。また、加工工具（ホブカッタ、転造ラック等）を新規に製作する必要があるためにコスト高である。一方、図6の切抜けタイプは、図12の実験結果からも明らかなように、図7の切上りタイプに比べて静的強度および疲労強度の両面で劣るため、軽量化対策には不向きである。

【0010】以上のように従来の軽量化対策は、コスト面若しくは強度面の何れかで課題があり、これらを両立させたものは見受けられないのが実状である。

【0011】そこで、本発明はコストアップを招くことなく、スプライン軸やセレーション軸の静的強度および疲労強度の向上を達成可能とすることを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】谷部を円弧で拡張させた図7のタイプのスプライン軸（諸元は図14参照）に内輪のボス部を嵌合し、これを振り試験に供試して破壊モードを鋭意解析した結果、図11に示すように、破面は二つの主破面A、Bから構成され、軸11側の谷部11aの底に沿った破面（A：軸方向破断面）と、軸方向に対して45°傾いた破面（B：主応力破面）からなることがわかった。軸方向破断面Aは軸方向に作用するせん断力によるせん断破面で、主応力破面Bは振りの主応力による引張り破面であると考えられる。

【0013】次に、ボスの嵌合位置を軸方向に段階的にずらし、各位置でスプライン軸の強度を測定したところ、図15（A）に示す結果を得た。同図の横軸はボスの嵌合位置X〔mm〕を、縦軸左は、疲労破断に至るまでの繰返し数の比率Y1（負荷せん断応力は±665MPa〔67.8kgf/mm<sup>2</sup>〕に設定した）を、縦軸右は、振り破断強度の増加率Y2〔%〕をそれぞれ表わす。ここで横軸のXは、同図（B）に示すように軸11の谷部11aの終端部11a1から、ボス12の山部12b終端に形成された立ち上り部12b1の外周面が軸11の外周レベルLと交差する点（●）までの距離を表わす。測定は、X=a、b、…eの各位置で行い、繰返し数の比率Y1および増加率Y2は、a位置（X=6mm）を基準（Y1=1、Y2=0）とした。また、図15（A）中の（2）、（4）、（6）、（10）、および（12）は、それぞれ軸方向せん断亀裂の長さ〔mm〕を表わす。

【0014】図15（A）から、ボスの嵌合位置が軸11の終端側（図面左）に近づくほど、軸方向せん断破面（軸方向せん断亀裂）は減少し、強度が増加することが判明した。これは、振り試験中にボスと嵌合していないスプライン（非嵌合部）が局所的に振られるが、非嵌合部の長さが減少すると局所的な振れが減少し、非嵌合部の軸側谷部に作用するせん断応力が減少するためと考えられる。

【0015】また、図15（A）から、静的強度および疲労強度は、ボスの嵌合位置がスプライン軸の終端直前の特定位置に達してから急激に増大することがわかる。

疲労強度が急激に増加する臨界位置は、同図（B）中のb点とc点との間の領域に存在するが、この領域は、ボスの山部12b終端の立ち上り部12b1が、軸11の谷部11aの拡張領域S'と交差し始める位置（山部12bの立ち上り部12b1が拡張領域S'中の谷部11aと嵌合し始める位置）に概ね一致する。これは、前述した非嵌合部の歯底部のせん断応力の減少に加え、拡張領域S'では谷部11aが拡張することにより歯底径が増加してこの部分での応力が減少するためと考えられる。

【0016】本発明は以上の考察に基いてなされたもので、軸部材と軸部材の外周側に配置した外周部材とが、軸部材側の歯と外周部材側の歯との嵌合により、相互にトルク伝達可能に結合され、少なくとも軸方向一端側で、軸部材側の歯の谷部を拡張させたものにおいて、上記谷部の拡張領域内に、軸部材側の歯と外周部材側の歯との嵌合部を有する動力伝達機構を提供するものである。この場合、軸部材と外周部材とはスプラインまたはセレーションで結合される。

【0017】上記谷部の拡張領域中で、軸部材側の歯の谷部と外周部材側の歯の山部とを接触させておけば、嵌合部の面積が十分に確保され、強度の大幅な向上が達成される。この場合、軸部材側の歯の谷部と接触する外周部材側の歯の山部に、円弧状のチャンファ部を設けておけば、拡張領域中で両者を面接触させることができ、嵌合部の面積拡大によりさらなる強度アップを図ることができる。

【0018】また、上記谷部の拡張領域の大径端（終端部）に、外周部材側の歯の山部を接触させてもよく、これより嵌合部の面積が十分に確保され、軸強度の大幅な向上が達成される。この場合、外周部材のガタ止めとして、外周部材の軸方向他端側への移動を防止する拘束手段を具備させるのが望ましい。

【0019】拘束手段は、外周部材を軸方向一端側に押圧する押圧手段や、軸部材側の歯と外周部材側の歯とを円周方向で相互に圧接させる圧接手段で構成することができる。

【0020】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態を図1乃至図22に基いて説明する。

【0021】図1に示すように、本発明にかかる動力伝達機構は、軸部材1と軸部材1の外周に配置したボス等の外周部材2とを、軸部材1側の歯31と外周部材2側の歯32とを嵌合させたスプライン3（セレーションでもよい）で結合させたものである。歯31、32は、軸方向に沿って延びている。

【0022】軸部材1の外周部に設けられた歯31の谷部31aおよび山部31bのうち、谷部31aの終端側（図1右側）は、円弧状に滑らかに拡張する拡張領域S1を有し、拡張領域S1の終端部31a1（大径端）では当該谷部31aが軸部材1の平滑部1a（セレーション3の終端側

に隣接して形成される)の外周面につながっている。一方、軸部材 1 側の山部 31b の終端は、僅かに縮径して谷部 31a の終端部 31a1 と同一箇所軸部材 1 の平滑部 1a 外周面につながっている。軸部材 1 の強度面を考慮すると、平滑部 1a の外径は、山部 31b の外径寸法と等しくするか若しくはこれに近似させておくのが望ましい。拡張領域 S 1 の谷部 31a は、円弧のみで形成する他、図 2 に示すように、円弧と直線の組合わせにしてもよい(円弧を入口側に配置する)。

【0023】外周部材 2 は、終端側の内径端を軸部材 1 の外周に形成された肩部 1b に当接させ、かつ入口側(図面左側)の内径端を止め輪 14 : 図 5 参照)で係止することによって軸部材 1 に対して位置決めされる。外周部材 2 の内周部に形成された歯 32 (ハッチングで表わす)の谷部 32a および山部 32b のうち、谷部 32a は、同径のまま外周部材 2 の終端までストレートに形成される。一方、山部 32b の終端側は、傾斜した立ち上り部 32b1 を介し、入口側よりも内径を大きくした逃げ領域 T になっている。逃げ領域 T の内径は、軸部材 1 の平滑部 1a の外径よりも大きく、軸部材 1 側の肩部 1b の外径よりも小さい。

【0024】本発明では、軸部材 1 側の歯 31 と外周部材 2 側の歯 32 との嵌合部 F (散点模様で表わす)をスプライン有効領域 S 2 (拡張領域 S 1 を除く谷部をいう)のみならず、谷部 31a の拡張領域 S 1 にも設け、両歯 31、32 を拡張領域 S 1 中で互いに円周方向で接触させることとした。これは、図 10 に示す従来品が、拡張領域 S' を避けて嵌合部 F' を設けていたのと著しい対照をなす。

【0025】かかる構成から、上記の理由により軸部材 1 の静的強度および疲労強度を向上させることができる。強度向上のためには、外周部材 2 の軸部材 1 に対する嵌合位置をできるだけ終端側とするのがよく、従って、図 1 に示すように、軸部材 1 側の歯 31 の谷部 31a と外周部材 2 側の歯 32 の山部 32b とを拡張領域 S 1 中で接触させておくのが好ましい。この場合、図 3 に示すように、谷部 31a と接触する外周部材 2 側の山部 32b の立ち上り部 32b1 に円弧状のチャンファ(半径 r)を設けておけば、嵌合部 F の面積の拡大によるさらなる強度アップが図れる。

【0026】軸部材 1 には、表面硬化処理、例えば高周波焼入れを施すのが好ましい。その場合、図 4 (A) から明らかなように表面硬さは硬い方が望ましく、使用する材料の最高硬さを狙うことが望ましい。また、焼入れ深さは硬化比(有効深さまでの深さ/軸半径)で 0.5 付近を狙うのが望ましい(図 4 (B) 参照)。

【0027】この他、軸部材 1 にショットピーニング処理を施して疲労強度のさらなる向上を図ってもよく、また、既存の高強度化対策、例えば、図 8 に示すように谷部 31a の拡張領域 S を大きな円弧で形成したり、あるいは

図 9 に示すように拡張領域 S の谷部 31a を球面に形成する等の対策を併用してもよい。

【0028】図 16 は、軸部材 1 側の歯 31 のうち、谷部 31a の拡張領域 S 1 の終端部(大径端) 31a1 に、外周部材 2 側の歯 32 の山部 32b、特にその終端のテーパ状の立ち上り部 32b1 を接触させた例であり、図 1 に示す場合と同様に軸部材 1 の強度(静的および疲労強度)の向上が達成される。図 17 は、外周部材 2 側の歯 32 のうち、山部 32b 終端の立ち上り部 32b1 を円弧状のチャンファとし、かつチャンファの曲率 r を谷部 31 の拡張領域 S 1 の曲率 R よりも大きくして図 16 と同様に立ち上り部 32b1 を谷部 31a の終端部 31a1 に接触させたものである。何れの場合も、立ち上り部 32b1 と終端部 31a1 との接触で外周部材 2 が軸方向終端側に位置決めされるため、外周部材 2 と軸部材 1 の肩部 1b とは非接触にすることができる。

【0029】上述のように外周部材 2 は、入口側の内径端を止め輪 14 で係止することによって軸部材 1 に対して固定される。この場合、加工誤差等により、図 18 に示すように外周部材 2 の入口側内径端と止め輪 14 との間に隙間 15 が生じ、外周部材 2 が軸方向にがたつく場合がある。このようなガタツキがあると、図 16 および図 17 に示す構造において  $X=0$  を保持することができず、軸強度にバラツキを生じる要因となる。

【0030】これを回避するには、図 19 ~ 図 22 に示すように、軸部材 1 と外周部材 2 との間に、外周部材 2 の軸方向他端側(入口側)への移動を防止する拘束手段 16a、16b を設けるのがよい。この拘束手段 16a、16b は、外周部材 2 を軸方向一端側(終端側)に押圧する押圧手段 16a や、軸部材 1 側の歯 31 と外周部材 2 側の歯 32 とを円周方向で相互に圧接させる圧接手段 16b で構成することができる。図 19 乃至図 21 は、上記押圧手段 16a の例であり、このうち図 19 は、2 つの止め輪 14a、14b を圧接状態で配置し、一方の止め輪 14a を外周部材 2 の抜け止め、他方の止め輪 14b を軸部材 1 と外周部材 2 のガタ止めとした構造(ダブルクリップ方式)、図 20 および図 21 は何れも止め輪 14 に変えて圧縮状態の弾性部材 17a、17b (図 20 はコイルバネ 17a を使用したコイルバネ方式、図 21 はウェーブワッシャ 17b を使用したウェーブワッシャ方式)を使用し、その弾性力で外周部材 2 に軸方向終端側への予圧を付与する構造を示す。上記圧接手段 16b としては、図 22 に示すように、例えば、軸部材 1 あるいは外周部材 2 の歯 31、32 に捻れ角  $\theta$  を設け(捻れ角  $\theta$  は誇張して描いている。また、図面は外周部材 2 側の歯 32 の山部 32b に捻れ角  $\theta$  を設けた場合を例示する)、 $X=0$  となるまで外周部材 2 に軸部材 1 を圧入する構造が考えられる。

【0031】以上の拘束手段 16a、16b は、図 1 や図 3 に示すように、軸部材 1 側の歯 31 の谷部 31a と外周部材 2 側の歯 32 の山部 32b とを拡張領域 S 1 中で接触させた

場合にも同様に適用することができる（この場合、図 1 6 および図 1 7 と同様に外周部材 1 と軸部材 1 の肩部 1 b を非接触とすることができる）。

#### 【0032】

【発明の効果】以上のように、本発明によれば、スプライン軸あるいはセレーション軸の静的強度および疲労強度を大幅に向上させることができる。しかも、高合金鋼や高纯净度鋼を使用する場合のように、加工性が低下したり、コストの増加を招く等の不具合も生じず、また、ショットピーニング処理のような設備の導入コストの著しい増加を招くことがない。これにより低コストにスプライン軸の軽量化が可能となり、本発明では例えば 19 % の高強度化が達成され得るから、12 % の軽量化が達成可能となる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明にかかる動力伝達機構の軸方向の断面図である。

【図 2】本発明の他の実施形態を示す軸方向の断面図である。

【図 3】本発明の他の実施形態を示す軸方向の断面図である。

【図 4】（A）図は振り強度と振り疲労強度に及ぼす表面硬さの影響、（B）図は、振り強度と振り疲労強度に及ぼす焼入れ深さ（硬化比）の影響の各実験データを表わす図である。

【図 5】動力伝達機構を有する等速自在継手の軸方向の断面図である。

【図 6】スプライン軸の終端（図 5 中の C）の形状例を示す軸方向の断面図である。

【図 7】スプライン軸の終端（図 5 中の C）の形状例を示す軸方向の断面図である。

【図 8】スプライン軸の終端（図 5 中の C）の形状例を示す軸方向の断面図である。

【図 9】スプライン軸の終端（図 5 中の C）の形状例を示す軸方向の断面図である。

【図 10】従来の動力伝達機構の軸方向の断面図である。

【図 11】スプライン軸の振り破壊モードを示す断面図である。

【図 12】図 6 と図 7 に示すスプライン軸の強度比較データを示す図である。

【図 13】図 7 タイプと図 8 および図 9 タイプの強度比較データを示す図である。

【図 14】スプライン軸の振り強度供試品の諸元を示す図である。

【図 15】（A）図は振り強度試験の結果を示す図、（B）図は（A）図を説明するための動力伝達機構の拡大断面図である。

【図 16】本発明の他の実施形態を示す軸方向の断面図である。

【図 17】本発明の他の実施形態を示す軸方向の断面図である。

【図 18】外周部材の固定構造を示す軸方向の断面図である。

【図 19】拘束手段を示す軸方向の断面図である。

【図 20】拘束手段を示す軸方向の断面図である。

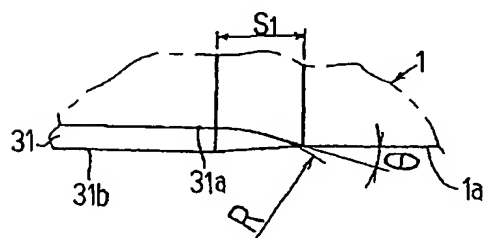
【図 21】拘束手段を示す軸方向の断面図である。

【図 22】拘束手段を示す円周方向の断面図である。

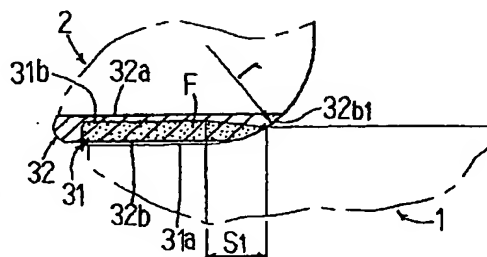
#### 【符号の説明】

- 1 軸部材
- 2 内輪（外周部材）
- 3 スプライン
- 16a 拘束手段（押圧手段）
- 16b 拘束手段（圧接手段）
- 17a コイルバネ
- 17b ウエーブワッシャ
- 31 歯（軸部材側）
- 31a 谷部（軸部材側）
- 31a1 終端部
- 31b 山部（軸部材側）
- 32 歯（外周部材側）
- 32a 谷部（外周部材側）
- 32b 山部（外周部材側）
- 32b1 立ち上り部
- F 嵌合部
- L 外周レベル
- S1 拡径領域

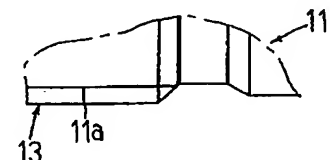
【図 2】



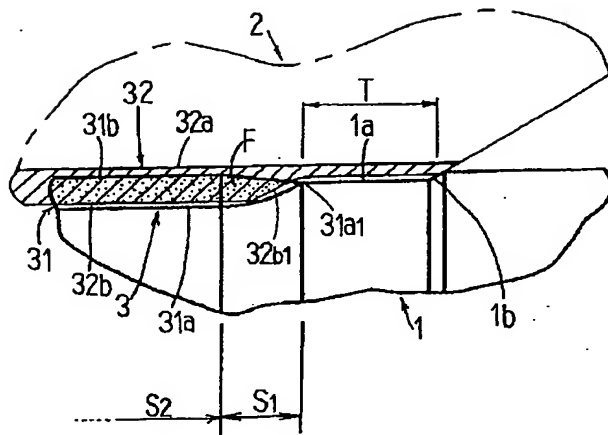
【図 3】



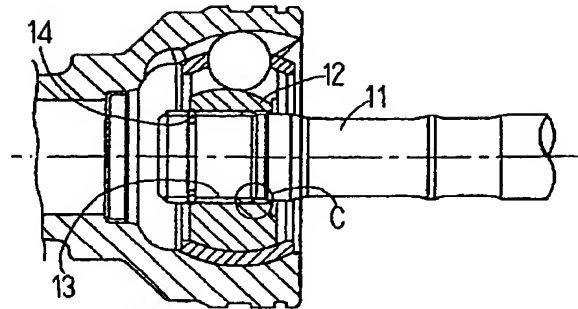
【図 6】



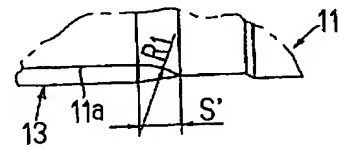
【図1】



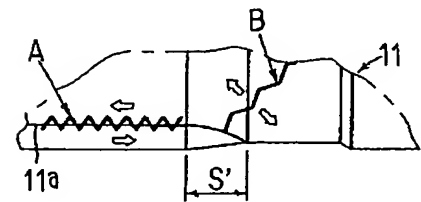
【図5】



【図7】



【図11】



【図4】

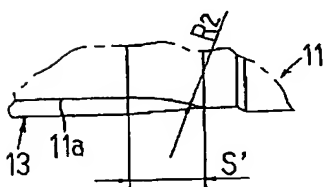
(A)

特性	表面硬さ	HRc42	HRc52	HRc59
振り強度		基準	33%増加	17%増加
疲労破断の繰返し数		基準	3.6倍	12.8倍

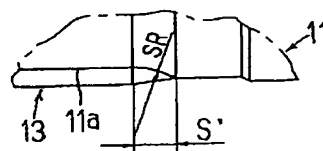
(B)

特性	硬化比	0.25	0.35	0.45	0.55	0.65
振り強度		基準	9%増加	17%増加	16%増加	16%増加
疲労破断の繰返し数		基準	1.92倍	2.13倍	1.73倍	1.16倍

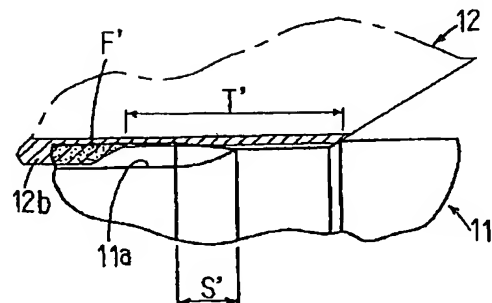
【図8】



【図9】



【図10】



【図12】

タイプ	図6タイプ	図7タイプ
特性		
振り強度	基準	11.5%増加
疲労破断の繰返し数	基準	2.7倍増加

疲労試験の負荷せん断応力:  $\pm 665\text{Pa}$  ( $66.7\text{kgf/mm}^2$ )

【図13】

タイプ	図7タイプ	図8タイプ	図9タイプ
特性			
振り強度	基準	17%増加	13%増加
疲労破断の繰返し数	基準	同等	同等

疲労試験の負荷せん断応力:  $\pm 665\text{Pa}$  ( $66.7\text{kgf/mm}^2$ )



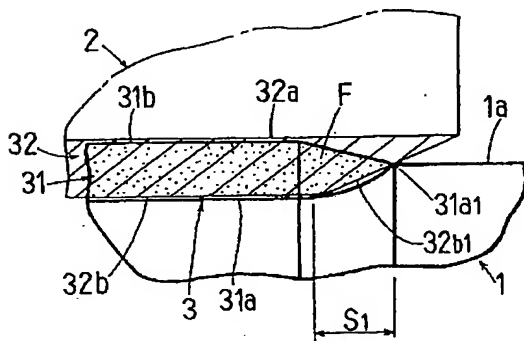
【図14】

部品	軸	ボス
諸元		
D、P	32/64	32/64
圧力角	37.5°	37.5°
歯数	26	26
PCD	20.638	20.638
大径	21.438	21.858
小径	19.357	20.015
軸径: D	20.600	

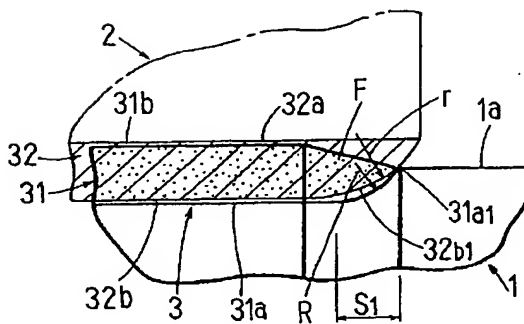
ボス: SCR420鋼、浸炭焼入焼戻し

軸: S40C鋼、高周波焼入焼戻し表面硬さ: HRC58, 硬化比: 0.40

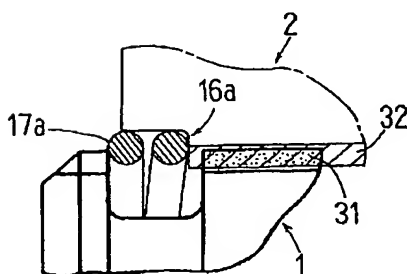
【図16】



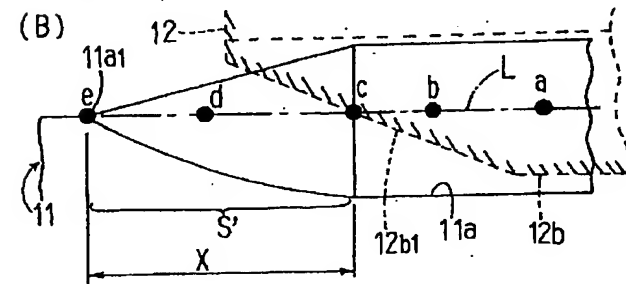
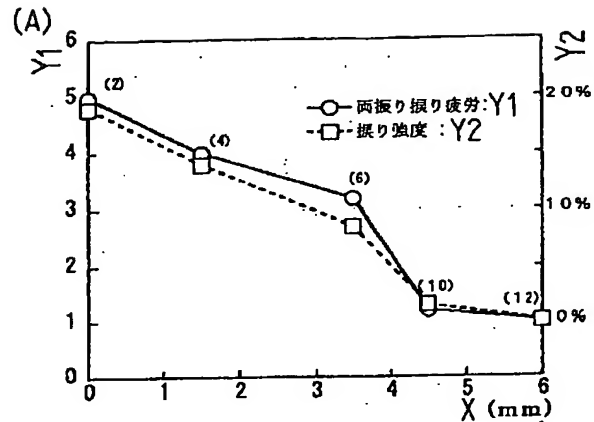
【図17】



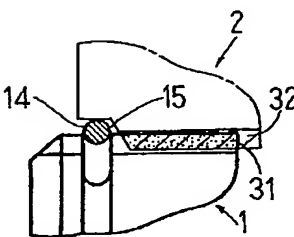
【図20】



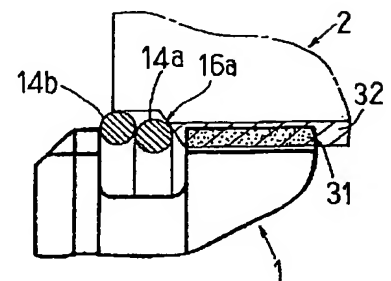
【図15】



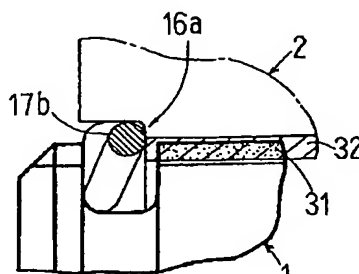
【図18】



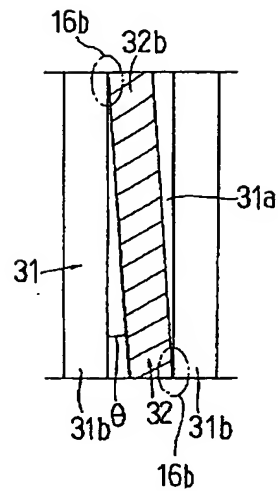
【図19】



【図21】



【図22】



## フロントページの続き

(72)発明者 吉田 和彦  
 静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエ  
 ヌ株式会社内  
 (72)発明者 脇田 明  
 静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエ  
 ヌ株式会社内

(72)発明者 池井 勝幸  
 静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエ  
 ヌ株式会社内  
 (72)発明者 藏 久昭  
 静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエ  
 ヌ株式会社内